

УДК 677.055

**ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ
МАШИН З ПРИВОДОМ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЮ
ФРИКЦІЙНОЮ МУФТОЮ**

Б.Ф. ПІПА, Г.І. ПАВЛЕНКО, Д.М. ПОЛОСЬМАК

Київський національний університет технологій та дизайну

Приведено результати досліджень динаміки гальмування круглов'язальних машин з приводом, що містить електромагнітну фрикційну муфту. Запропоновано нову конструкцію приводу круглов'язальної машини та методику розрахунку динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні круглов'язальної машини з таким приводом.

Особливістю круглов'язальних машин є значні моменти інерції обертальних мас їх механізмів (механізми в'язання, накатування та відтяжки полотна), що призводить до необхідності збільшення часу гальмування машин і, відповідно, до зниження якості трикотажного полотна [1–4]. Як показують дослідження [5], з метою підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин доцільно розвивати теорію динаміки їх гальмування та удосконалювати систему гальмування приводу.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано привід круглов'язальної машини та динаміку гальмування круглов'язальної машини. При проведенні досліджень та вирішенні завдань, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин та теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями.

Постановка завдання

Завданням досліджень стало удосконалення конструкції приводу круглов'язальної машини з метою підвищення ефективності її гальмування та аналітичне дослідження динаміки гальмування круглов'язальної машини з приводом, що містить електромагнітну фрикційну муфту.

Результати та їх обговорення

Відомі конструкції приводів круглов'язальних машин [4] мають спільний недолік - велику кількість обертальних мас, які знаходяться в кінематичному взаємозв'язку в момент зупинки машини, що обумовлює значний по тривалості час гальмування машини, що знижує якість трикотажного полотна [5] і негативно впливає на довговічності та надійності роботи приводу і машини в цілому.

Для усунення зазначеного недоліку автори запропонували нову конструкцію приводу круглов'язальної машини [6], що дозволяє при зупинці машини відключити від механізмів в'язання і товароприйому більшість обертальних мас приводу (рис. 1).

Привід містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 вільно встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9, 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому. Привід містить також електромагнітну фрикційну муфту 11, встановлену на

вертикальному приводному валу 8, для з'єднання зубчастого колеса 7 з вертикальним приводним валом 8 та колодкове гальмо 12 з гальмівним диском 13, жорстко закріпленим на вертикальному приводному валу 8. Колодкове гальмо виконане нормально розімкненим.

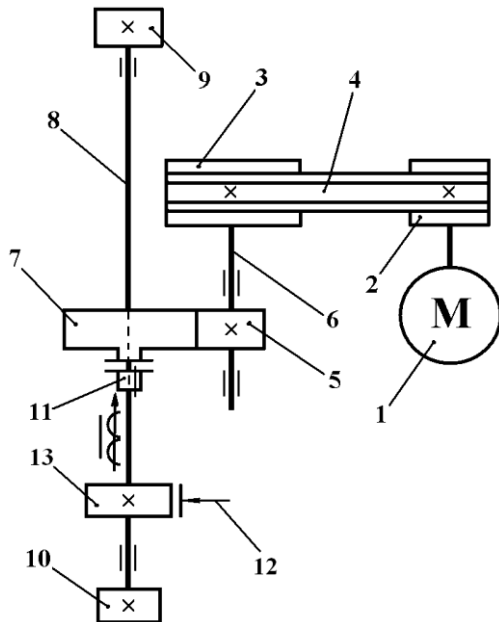


Рис.1. Кінематична схема привода

електродвигун 1 і електромагнітна фрикційна муфта 11 вимикаються, а колодкове гальмо вмикається. При цьому за рахунок відключення основних обертальних мас привода (ротора електродвигуна, клинопасової та зубчастої передач) від вертикального приводного вала здійснюється зниження динамічних навантажень привода [5], що призводить до підвищення довговічності його роботи.

Аналіз конструкції круглов'язальної машини з модернізованим (новим) приводом показує, що при розгляді динамічного процесу гальмування її можна представити у вигляді тримасової динамічної моделі із середньою ведучою масою (рис. 2).

Критерієм черговості зупинки мас привода є параметр K [5] (першою зупиняється та маса, для якої параметр K менше):

$$K = \frac{J_i}{T_i}, \quad (1)$$

де J_i – момент інерції i -ої обертової маси;

T_i – момент опору, прикладений до i -ої маси.

Враховуючи, що для круглов'язальних машин характерним є $K_1 < K_3 < K_2$ (наприклад, для круглов'язальних машин типу КО з модернізованим приводом $K_1 = 0,14 \cdot 10^{-3}$; $K_2 = 5,91 \cdot 10^{-3}$; $K_3 = 1,18 \cdot 10^{-3}$ [5]), процес гальмувань буде відбуватися в три етапи наступним чином:

- перший етап: обертаються всі три маси динамічної моделі (рис. 2, а);
- другий етап: перша (середня) маса нерухома, крайні маси продовжують обертатися (рис. 2, б);
- третій етап: перша і третя маси нерухомі, друга маса продовжує обертатися до повної зупинки (рис. 2, в).

Оскільки максимальні динамічні навантаження при гальмуванні виникають на першому етапі гальмування [7], розглянемо цей процес.

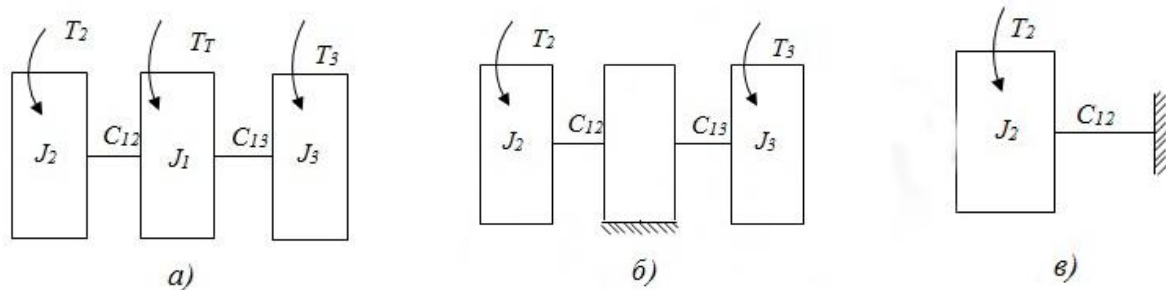


Рис. 2. Динамічна модель круглов'язальної машини з приводом з електромагнітною фрикційною муфтою: *а* – перший етап гальмування; *б* – другий етап гальмування; *в* – третій етап гальмування; J_1 – момент інерції (тут і далі приведені значення) обертових мас муфти та гальма; J_2 – момент інерції обертових мас механізму товароприйому; J_3 – момент інерції обертових мас механізму в'язання; T_T – момент гальма; T_2 – момент сил опору механізму товароприйому; T_3 – момент сил опору механізму в'язання; C_{12} – жорсткість ділянки вертикального приводного вала між гальмом і шестернею привода механізму товароприйому; C_{13} – жорсткість ділянки вертикального приводного вала між гальмом і шестернею привода механізму в'язання

Рівняння руху мас системи (рис. 2, а) мають вид:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_T + T_{12} + T_{13}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= T_2 - T_{12}; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 &= T_3 - T_{13}. \end{aligned} \quad (2)$$

Визначивши величини $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$, з рівнянь (2) і підставивши їх у вирази

$$\begin{aligned} \ddot{T}_{12} &= C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2); \\ \ddot{T}_{13} &= C_{13}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3), \end{aligned} \quad (3)$$

одержимо:

$$\begin{cases} \ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_1 J_2} \left[J_1 + J_2 \right] \ddot{T}_{12} + J_2 T_{13} + J_2 T_T - J_1 T_2 \\ \ddot{T}_{13} = \frac{C_{13}}{J_1 J_3} \left[J_3 T_{12} + J_3 \ddot{T}_{13} + J_3 T_T - J_1 T_3 \right] \end{cases} \quad (4)$$

Моменти сил пружності T_{12}, T_{13} , які виникають у пружних в'язях C_{12} і C_{13} при гальмуванні машини, знаходимо, розв'язуючи систему диференціальних рівнянь (4). При цьому їх рішення представляємо у вигляді:

$$T_{ij} = Y_{ij} + a_{ij}, \quad (5)$$

де Y_{ij} - загальне рішення однорідного рівняння, $Y_{ij} = A_{ij} \cos \beta t + B_{ij} \sin \beta t$;

A, B - постійні інтегрування;

β - частота коливання мас системи;

a_{ij} - частинне рішення неоднорідного рівняння (постійна складова).

Постійні складові моментів сил пружності визначаються шляхом рішення системи рівнянь:

$$\begin{cases} (J_1 + J_2)a_{12} - J_2a_{13} = J_1T_2 - J_2T_0; \\ J_3a_{12} + (J_2 + J_3)a_{13} = J_1T_3 - J_3T, \end{cases} \quad (6)$$

отриманої на основі рівнянь (4):

$$a_{12} = \frac{\Delta a_{12}}{\Delta a}; \quad a_{13} = \frac{\Delta a_{13}}{\Delta a}, \quad (7)$$

$$\Delta a = \begin{vmatrix} J_1 + J_2 & J_2 \\ J_3 & J_1 + J_3 \end{vmatrix}; \quad (8)$$

$$\Delta a_{12} = \begin{vmatrix} J_1T_2 - J_2T_0 & J_2 \\ J_1T_3 - J_3T & J_1 + J_3 \end{vmatrix}; \quad (9)$$

$$\Delta a_{13} = \begin{vmatrix} J_1 + J_2 & J_1T_2 - J_2T_0 \\ J_3 & J_1T_3 - J_3T \end{vmatrix}. \quad (10)$$

Частотне рівняння коливань мас системи має вид [7]:

$$\beta^4 - (C_{12}\frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + C_{13}\frac{J_1 + J_3}{J_1J_3})\beta^2 + C_{12}C_{13}\frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3} = 0. \quad (11)$$

Розв'язуючи рівняння (11), знаходимо:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1J_2} + \frac{C_{13}(J_1 + J_3)}{2J_1J_3} \pm \sqrt{\left[\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1J_2} + \frac{C_{13}(J_1 + J_3)}{2J_1J_3} \right]^2 - C_{12}C_{13}\frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3}}. \quad (12)$$

Враховуючи початкові умови гальмування (при $t = 0$ $T_{(12)0} = T_2$; $\dot{T}_{(12)0} = 0$; $T_{(13)0} = T_3$; $\dot{T}_{(13)0} = 0$), приходимо до висновку, що постійні інтегрування B дорівнюють нулю. Тоді рішення системи рівнянь (4) можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} T_{12} &= A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + a_{12}; \\ T_{13} &= A_{(13)1} \cos \beta_1 t + A_{(13)2} \cos \beta_2 t + a_{13}. \end{aligned} \quad (13)$$

Постійні інтегрування $A_{(12)1}$, $A_{(12)2}$ знаходимо, використовуючи систему рівнянь (4), (13) та початкові умови:

$$\begin{cases} A_{(12)1} + A_{(12)2} = T_{(12)0} - a_{12}; \\ -\beta_1^2 A_{(12)1} - \beta_2^2 A_{(12)2} = \beta_1^2 T_{(12)0} - C_{12} \left(\frac{T_{(23)0}}{J_2} + \frac{T_2}{J_2} + \frac{T_T}{J_1} \right), \end{cases} \quad (14)$$

Для знаходження постійних інтегрування $A_{(13)1}$, $A_{(13)2}$ аналогічно можна одержати:

$$\begin{cases} A_{(13)1} + A_{(13)2} = T_{(13)0} - a_{13}; \\ -\beta_1^2 A_{(13)1} - \beta_2^2 A_{(13)2} = \beta_1^2 T_{(13)0} + C_{13} \left(\frac{T_{(12)0}}{J_1} + \frac{T_T}{J_1} - \frac{T_3}{J_3} \right). \end{cases} \quad (15)$$

У системі рівнянь (14), (15) прийнято:

$$\beta_{12}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1J_2}; \quad \beta_{13}^2 = \frac{C_{13}(J_1 + J_3)}{J_1J_3}. \quad (16)$$

Запровадимо наступну заміну в рівняннях (14), (15):

$$\begin{aligned}
A_1 &= \beta_{12}^2 T_{(12)0} + C_{12} \left(\frac{T_{(13)0}}{J_1} + \frac{T_T}{J_1} - \frac{T_2}{J_2} \right); \\
A_2 &= \beta_{13}^2 T_{(13)0} - C_{13} \left(\frac{T_{(12)0}}{J_1} + \frac{T_T}{J_1} - \frac{T_3}{J_3} \right).
\end{aligned} \quad (17)$$

Враховуючи (16) та початкові умови ($T_{(12)0} = T_2$, $T_{(13)0} = T_3$), знаходимо:

$$\begin{aligned}
A_1 &= \frac{C_{12}}{J_1} (T_2 + T_3 + T_T); \\
A_2 &= \frac{C_{13}}{J_1} (T_2 + T_3 + T_T).
\end{aligned} \quad (18)$$

Тоді рішення системи рівнянь (14), (15) можна представити у вигляді:

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta A_{(12)1}}{\Delta A_{12}}; \quad A_{(12)2} = \frac{\Delta A_{(12)2}}{\Delta A_{12}}; \quad (19)$$

$$A_{(13)1} = \frac{\Delta A_{(13)1}}{\Delta A_{13}}; \quad A_{(13)2} = \frac{\Delta A_{(13)2}}{\Delta A_{13}}; \quad (20)$$

де

$$\Delta A_{12} = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ -\beta_1^2 & -\beta_2^2 \end{vmatrix} = \beta_1^2 - \beta_2^2; \quad (21)$$

$$\Delta A_{(12)1} = \begin{vmatrix} T_{(12)0} - a_{12} & 1 \\ A_1 & -\beta_1^2 \end{vmatrix} = -(T_{(12)0} - a_{12})\beta_1^2 - A_1; \quad (22)$$

$$\Delta A_{(12)2} = \begin{vmatrix} 1 & T_{(12)0} - a_{12} \\ -\beta_1^2 & A_1 \end{vmatrix} = A_1 + (T_{(12)0} - a_{12})\beta_1^2; \quad (23)$$

$$\Delta A_{13} = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ -\beta_1^2 & -\beta_2^2 \end{vmatrix} = \beta_1^2 - \beta_2^2; \quad (24)$$

$$\Delta A_{(13)1} = \begin{vmatrix} T_{(13)0} - a_{13} & 1 \\ A_2 & -\beta_2^2 \end{vmatrix} = -(T_{(13)0} - a_{13})\beta_2^2 - A_2; \quad (25)$$

$$\Delta A_{(13)2} = \begin{vmatrix} 1 & T_{(13)0} - a_{13} \\ -\beta_1^2 & A_2 \end{vmatrix} = A_2 + (T_{(13)0} - a_{13})\beta_1^2. \quad (26)$$

Максимальні величини моментів сил пружності $T_{12\max}$, $T_{13\max}$, що виникають у приводі при гальмуванні круглов'язальної машини (рис. 1), можуть бути визначені з умов [7]:

$$\begin{aligned}
T_{12\max} &= |A_{(12)1}| + |A_{(12)2}| + |a_{12}|; \\
T_{13\max} &= |A_{(13)1}| + |A_{(13)2}| + |a_{13}|.
\end{aligned} \quad (27)$$

Коефіцієнти динамічних перевантажень K_{12} , K_{13} пружних ланок C_{12} , C_{13} привода при гальмуванні машини визначаються з рівнянь:

$$K_{12} = \frac{T_{12\max}}{T_2}; \quad K_{13} = \frac{T_{13\max}}{T_3}. \quad (28)$$

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонована конструкція привода дозволяє суттєво знизити інерційність його обертальних мас під час гальмування, що позитивно впливає на динаміку гальмування круглов'язальної машини;
- запропонована методика дозволяє знайти максимальну величину динамічних навантажень в пружних в'язях привода, що виникають під час гальмування круглов'язальної машини, та оцінити ефективність модернізації привода;
- запропонована методика доповнює теорію проектування в'язальних машин і буде корисною як при удосконаленні діючих, так і при проектуванні нових конструкцій круглов'язальних машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.
2. Волощенко В.П., Піпа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. - К.: Техніка, 1977. - 136 с.
3. Піпа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. - К.: Техника, 1983. - 112 с.
4. Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. - М.: Легпромбытиздат, 1990. - 209 с.
5. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2003. – 208 с.
6. Пат. України на винахід № 38023 А. D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко (Україна). - № 2000052821; Заявл.17.05.2000; Опубл. 15.05.2001, Бюл. – № 4, –3 с.
7. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.